

## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ГУСЕНИЦ

Гарах В.А., Астахов Э. И.

The dynamic analysis of motion of lever mechanism of drive of stand for the test of gusenits of tractors is resulted. Computation is conducted by the Mertsalova N.I. method for the set mode of operations. On results analysis of motion the recommendations are resulted on reduction of the dynamic workload on links and bearing of stand.

**Постановка задачи.** Проведенные на МТЗ исследования тракторной техники в 2005 году показали, что наиболее рентабельным трактором при выполнении сельскохозяйственных работ является именно гусеничный трактор, несмотря на его низкую конструктивную скорость. В связи с этим предприятие наладило выпуск серии новых гусеничных тракторов. Однако в ходе реализации данного проекта возникло ряд проблем, одна из которых - приличная масса трактора, что являлось следствием не только повышенного расхода топлива, но и повышенной массы некоторых узлов и агрегатов. Для решения данной проблемы был предложен перевод трактора на резиноармированные гусеницы, которые снижали не только массу трактора, но и инерционные нагрузки, давление на грунт, позволяли машине двигаться по любой поверхности, в том числе и асфальтобетону [1].

Для реализации контроля качества гусениц и проверки их на соответствие возникающему нагрузочному циклу на кафедре «Тракторы» автотракторного факультета была разработана схема и конструкция стенда для испытания гусениц, который имитирует натяжение гусеничной ленты и моделирует её работу при движении трактора. Стенд изготовлен и эксплуатируется на МТЗ; состоит из следующих основных узлов и агрегатов: электродвигателя, сцепления, коробки перемены передач, механизма привода рамы и натяжения гусеничных лент [2].

Задачей работы является динамический анализ движения механизмов поворота и натяжения стенда для дальнейшего определения инерционных нагрузок и анализа нагруженности подшипников.

Общий вид механизма натяжения представлен на рисунке 1.

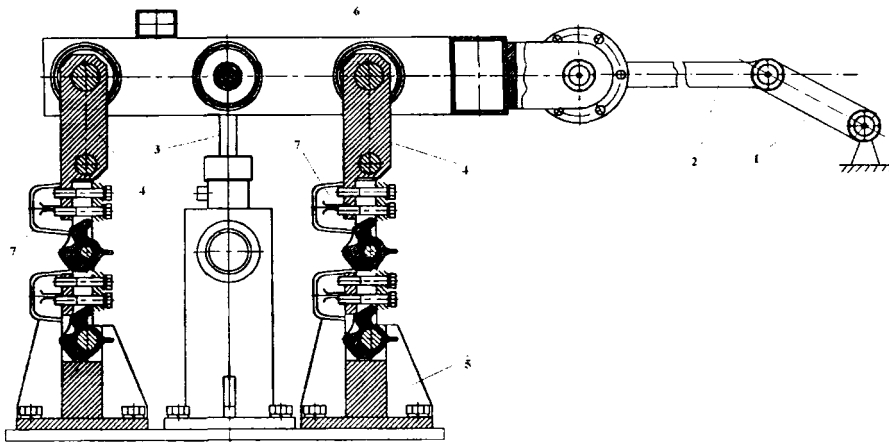


Рисунок 1. Механизм натяжения.

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло натяжное; 4 – коромысла гусениц; 5 – корпус; 6 – подвижная рама; 7 – испытываемые звенья гусениц.

Кривошипно-шатунный механизм натяжения предназначен для преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение рамы 6 для получения максимальных амплитудных значений поворота звеньев гусениц. Удалив пассивные звенья

4, получим расчётную кинематическую схему механизма без избыточных (пассивных) связей (рис. 2) с обобщённой координатой  $\varphi_1$  угла поворота ведущего кривошипа 1.

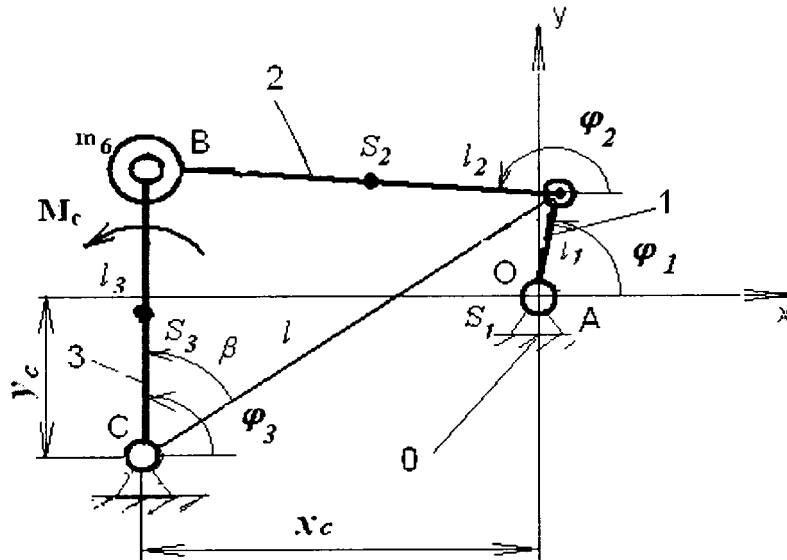


Рисунок 2. Кинематическая схема механизма без пассивных звеньев.

**Кинематический анализ.** Методом векторных контуров, определены кинематические характеристики механизма по методике литературы [3] при обобщенной координате  $\varphi_1$  угла кривошипа. Уравнения проекций векторного контура OABC:

$$\begin{aligned} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_3 \cdot \cos \varphi_3 &= x_C; \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_3 \cdot \sin \varphi_3 &= y_C. \end{aligned} \quad (1)$$

Из уравнений (1):  $\varphi_3 = \varphi - \beta$ ;

$$\text{где } \cos \varphi = \frac{x_A - x_C}{l}; \quad \sin \varphi = \frac{y_A - y_C}{l}; \quad \cos \beta = \frac{l_3^2 + l^2 - l_2^2}{2l_3 l}; \quad \sin \beta = a \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \beta};$$

где  $a$  - признак сборки шарнирного четырёхзвенника.

Координаты точек и звеньев.

$$\begin{aligned} x_A &= l_1 \cdot \cos \varphi_1; & y_A &= l_1 \cdot \sin \varphi_1; \\ x_B &= x_C + l_3 \cdot \cos \varphi_3; & y_B &= y_C + l_3 \cdot \sin \varphi_3; \\ \cos \varphi_2 &= \frac{x_B - x_A}{l_2}; & \sin \varphi_2 &= \frac{y_B - y_A}{l_2}; \\ x_{S_2} &= l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cdot \cos \varphi_2; & y_{S_2} &= l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \cdot \sin \varphi_2; \\ x_{S_3} &= x_C + l_{CS_3} \cdot \cos \varphi_3; & y_{S_3} &= y_C + l_{CS_3} \cdot \sin \varphi_3. \end{aligned}$$

Аналоги скоростей как производные координат по обобщенной координате  $\varphi_1$ :

$$U_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{l_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad U_{31} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{l_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}; \quad U_B = l_3 \cdot U_{31};$$

$$U_{S_2^x} = x'_{S_2} = \frac{dx_{S_2}}{d\varphi_1} = -l_1 \cdot \sin \varphi_1 - U_{21} \cdot l_5 \cdot \sin \varphi_2; U_{S_2^y} = y'_{S_2} = \frac{dy_{S_2}}{d\varphi_1} = l_1 \cdot \cos \varphi_1 + U_{21} \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_2;$$

$$U_{S_3^x} = x'_{S_3} = \frac{dx_{S_3}}{d\varphi_1} = -l_{CS_3} \cdot \sin \varphi_3 \cdot U_{31}; U_{S_3^y} = y'_{S_3} = \frac{dy_{S_3}}{d\varphi_1} = l_{CS_3} \cdot \cos \varphi_3 \cdot U_{31};$$

Аналоги ускорений как производные аналогов скоростей  $U(\varphi_1)$  по обобщенной координате  $\varphi_1$ :

$$U'_{21} = \frac{dU_{21}}{d\varphi_1} = \frac{-l_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_2 \cdot U_{21}^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + l_3 \cdot U_{31}^2}{l_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)};$$

$$U'_{31} = \frac{dU_{31}}{d\varphi_1} = \frac{l_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + l_2 \cdot U_{21}^2 - l_3 \cdot U_{31}^2 \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2)}{l_3 \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)};$$

$$U'_{S_2^x} = \frac{dU_{S_2^x}}{d\varphi_1} = -l_1 \cdot \cos \varphi_1 - U_{21}^2 \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_2 - U'_{21} \cdot l_5 \cdot \sin \varphi_2;$$

$$U'_{S_2^y} = \frac{dU_{S_2^y}}{d\varphi_1} = -l_1 \cdot \sin \varphi_1 - U_{21}^2 \cdot l_5 \cdot \sin \varphi_2 - U'_{21} \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_2;$$

$$U'_{S_3^x} = \frac{dU_{S_3^x}}{d\varphi_1} = -l_{CS_3} \cdot \cos \varphi_3 \cdot U_{31}^2 - U'_{31} \cdot l_{CS_3} \cdot \sin \varphi_3;$$

$$U'_{S_3^y} = \frac{dU_{S_3^y}}{d\varphi_1} = U'_{31} \cdot l_{CS_3} \cdot \cos \varphi_3 - l_{CS_3} \cdot \sin \varphi_3 \cdot U_{31}^2.$$

**Динамический анализ.** Динамический анализ движения кривошипно-коромыслового механизма велся по упрощенной одномассовой динамической модели (рис. 3) без учета упругости звеньев и зазоров в кинематических парах методом Мерцалова Н.И. по методике литературы [3].

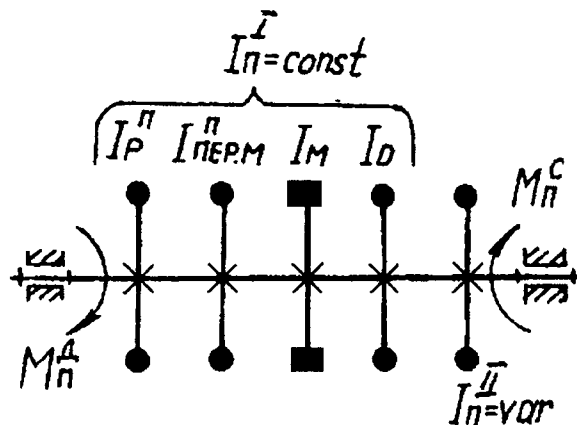


Рисунок 3. Одномассовая динамическая модель.

Рассматривается условное вращающееся звено – звено приведения, которое имеет момент инерции  $J_{II}$  относительно оси вращения (приведенный момент инерции) и находится

под действием сил  $M_{II}$  (приведенного момента сил). В свою очередь  $M_{II} = M_{II}^D + M_{II}^C$ , где  $M_{II}^D$  - приведенный момент движущих сил, принимаемый постоянным;  $M_{II}^C$  - приведенный момент сил сопротивления, создаваемый моментом сопротивления  $M_C$  на звене 3 и инерционными нагрузками звеньев. Кроме того,  $J_{II} = J_{II}^I + J_{II}^{II}$ , где  $J_{II}^I$  - постоянная составляющая приведенного момента инерции;  $J_{II}^{II}$  - переменная составляющая приведенного момента инерции. В величину  $J_{II}^I$  входят собственные моменты кривошипа  $J_0$ , приведенные моменты инерции от вращающихся звеньев трансмиссии  $J_{np}^{6p}$ , а именно: приведенный момент инерции сцепления  $J_{CЦ}$ , приведенный момент инерции коробки перемены передач  $J_{КПП}$  и приведенный момент инерции электродвигателя  $J_{ЭД}$ .

$$J_{II}^I = J_{01} + J_{np}^{\varepsilon\delta} + J_{np}^{c\eta} + J_{np}^{knp} = 0,15 + 0,384 + 0,17 + 0,426 = 1,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где  $I_{01}$  - собственный момент инерции кривошипа.

$$\begin{aligned} I_{II}^{II} &= m_2 \cdot U_{S2}^2 + I_{S2} \cdot U_{21}^2 + 3 \cdot m_3 \cdot U_{S3}^2 + 3 \cdot I_{S3} \cdot U_{31}^2 + m_6 \cdot U_B^2 = \\ &= m_2 (U_{S2X}^2 + U_{S2Y}^2) + I_{S2} \cdot U_{21}^2 + 3 \cdot m_3 (U_{S3X}^2 + \\ &+ U_{S3Y}^2) + I_{S3} \cdot U_{31}^2 + m_6 \cdot U_{31}^2 = A + B + C + D + E, \end{aligned}$$

$$\text{где } A = m_2 (U_{S2X}^2 + U_{S2Y}^2),$$

$$B = I_{S2} \cdot U_{21}^2,$$

$$C = 3 \cdot m_3 (U_{S3X}^2 + U_{S3Y}^2),$$

$$D = 3 \cdot I_{S3} \cdot U_{31}^2,$$

$$E = m_6 \cdot U_{31}^2,$$

где  $m_i$  - массы звеньев,  $I_{S_i}$  - осевые моменты инерции звеньев.

$\frac{dI_{II}}{d\varphi_1}$  - производная от приведенного момента инерции:

$$\begin{aligned} \frac{dI_{II}}{d\varphi_1} &= \frac{d}{d\varphi_1} (I_{II}^I + I_{II}^{II}) = \frac{dI_{II}^{II}}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} \left[ m_2 (U_{S2X}^2 + U_{S2Y}^2) + I_{S2} \cdot U_{21}^2 + 3 \cdot m_3 (U_{S3X}^2 + \right. \\ &\left. + U_{S3Y}^2) + I_{S3} \cdot U_{31}^2 + m_6 \cdot U_{31}^2 \right] = \\ &= 2 \left[ m_2 (U_{S2X} \cdot W_{S2X} + U_{S2Y} \cdot W_{S2Y}) + I_{S2} \cdot U_{21} \cdot W_{21} + 3 \cdot m_3 (U_{S3X} \cdot W_{S3X} + \right. \\ &\left. + U_{S3Y} \cdot W_{S3Y}) + 3 \cdot I_{S3} \cdot U_{31} \cdot W_{31} + m_6 \cdot U_B \cdot W_B \right]; \end{aligned}$$

Кинетическая энергия от вращающихся звеньев:

$$T_{Ii} = T_{Icp} - \Delta T_{Icp} + \Delta T_{Ii}; \quad (2)$$

$$\text{где } T_{cp}^I = \frac{I_{\Pi}^I \omega_{1cp}^2}{2}; \Delta T_{cp}^I = \frac{\Delta T_{\max}^I + \Delta T_{\min}^I}{2};$$

$\Delta T_i^I$  - изменение кинетической энергии вращающихся звеньев в  $i$  положении.

Приведенный момент сопротивления определяется из равенства элементарных работ:

$$M_{\Pi}^C = (M \cdot i_{31} - G_2 \cdot y'_{S2} - 3 \cdot G_3 \cdot y'_{S3} - G_6 \cdot y'_B).$$

По значениям  $T_i^I$  определяем угловую скорость кривошипа:

$$\omega_{li} = \sqrt{\frac{2T_{li}^I}{I_{\Pi}^I}}.$$

$$\text{Из дифференциального уравнения движения - } \varepsilon_{li} = \frac{M_{\Pi}^D + M_{\Pi i}^C - \frac{\omega_{li}^2}{2} \frac{dI_{\Pi i}}{d\varphi_1}}{I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{II}}.$$

**Результаты вычислений.** Выполнив данные расчёты для углов поворота кривошипа за цикл ( $\varphi_1$  от  $0^\circ$  до  $360^\circ$ ), получены следующие графические зависимости приведенных моментов инерции  $J_{\Pi}^{II}(\varphi_1)$ ,  $J_{\Pi}^I(\varphi_1)$  (рис.4) и кинетических энергий  $\Delta T(\varphi_1)$  и  $\Delta T^I(\varphi_1)$  (рис.4) от угла  $\varphi_1$  поворота кривошипа.

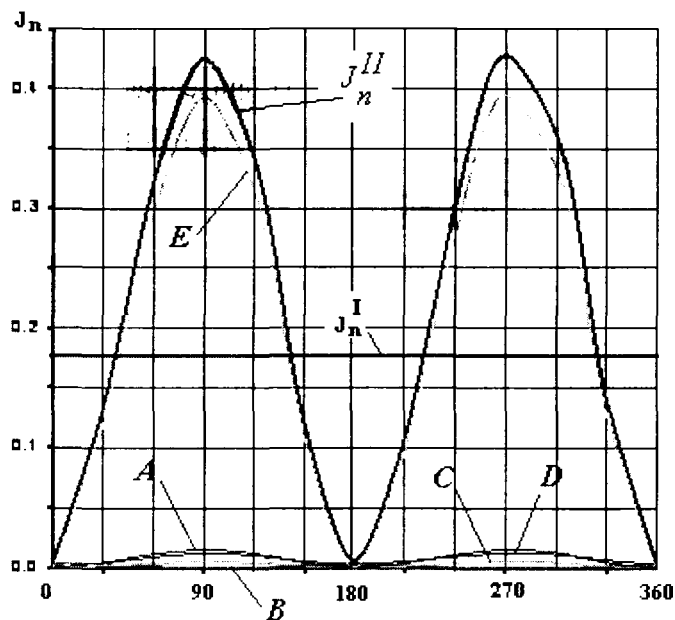


Рисунок 4. Графические зависимости  $J_{\Pi}^{II}(\varphi_1)$ ,  $J_{\Pi}^I(\varphi_1)$

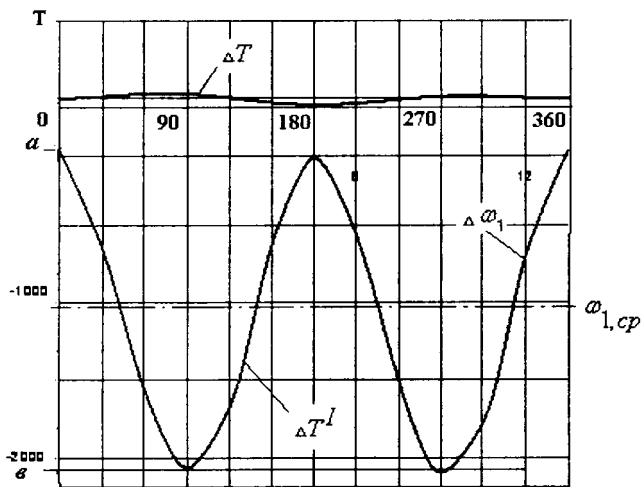


Рисунок 5. Графические зависимости  $\Delta T(\varphi_1)$  и  $\Delta T^I(\varphi_1)$

**Анализ результатов.** Из рис.4 следует, что в переменной составляющей  $J_n''$  преобладает слагаемое  $E = m_6 \cdot U_{31}^2$ , зависящее от массы рамы  $m_6$ . Слагаемые  $A, B, C, D$  от масс  $m_i$  звеньев несущественны.

Для уменьшения изменения слагаемого  $E$  и, соответственно,  $J_n''(\varphi_1)$ ,  $J_n(\varphi_1)$  рекомендуется уменьшить конструктивную массу рамы и уравновесить массы  $m_6$  и  $m_3$  добавлением противовесов на коромыслах, что приведет к уменьшению или ликвидации основного слагаемого  $E$  и к незначительному возрастанию слагаемого  $C$  от коромысла.

Из рис.5 следует, что изменение кинетической энергии агрегата  $\Delta T(\varphi_1)$ , зависящее от момента  $M_C$  на испытываемой гусенице, незначительно по сравнению с переменной составляющей  $\Delta T^I(\varphi_1)$ , определяемое величиной  $J_n''(\varphi_1)$  (от масс  $m_i$  и моментов инерции  $J_{Si}$  звеньев механизма стенда).

Так как в методе Мерцалова Н.И. график  $\Delta T^I(\varphi_1)$  на рис.5 является одновременно и графиком изменения угловой скорости кривошипа  $\Delta \omega_1(\varphi_1)$ , то для уменьшения изменений  $\Delta \omega_1$  рекомендуется уменьшить по величине переменную составляющую  $J_n''$  по сравнению с  $J_n^I$  с помощью добавочной маховой массы на валу кривошипа 1 (или на валу электродвигателя).

Так как изменение угловой скорости  $\Delta \omega_1$  определяет величины динамических нагрузок на звенья стенда и подшипники, то для их уменьшения рекомендуется в приводе стенда добавить маховик и, как было отмечено ранее, уравновесить раму 6 и коромысло 3 противовесами.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Стенд для испытания гусениц. Инструкция по эксплуатации. / Под ред. Ч.И. Ждановича. – Мн.: БНТУ, 2005.
2. Машиностроение. Энциклопедия. / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15 / В.Ф. Платонов, В.С. Азаев, Е.Б. Александров и др.; Под общ. ред. В.Ф. Платонова. – 1997. – 688с.
3. Теория механизмов и машин: Учебник для втузов / К.В. Фролов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496с.: ил.